

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

**Studie zásobování rodinného domu elektrickou energií a
teplem prostřednictvím kogenerace se Stirlingovým
motorem**

**A Study on Family House Heating and Elektriciry Systém
with a Co-generation Stirling Motor Unit**

Student:

Petr Hýbl

Vedoucí bakalářské práce:

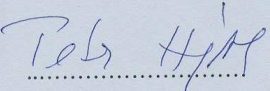
doc. Ing. Ladislav Kysela, CSc.

OSTRAVA 2010

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě19.5.2010.....


.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb.- autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst.3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce.
- souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřou licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla naloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č.111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 19.5. 2010

.....
Petr Hýbl

Petr Hýbl
Jestřabí 79
Jestřabí 763 33

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HÝBL, P. *Studie zásobování rodinného domu elektrickou energií a teplem prostřednictvím kogenerace se Stirlingovým motorem*. Ostrava: Katedra energetiky, Fakulta strojní, VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2010, 51 s. Bakalářská práce, vedoucí: Kysela, L.

Bakalářská práce se zabývá návrhem kogenerační jednotky se Stirlingovým motorem pro zadaný rodinný dům. V úvodu práce je proveden výpočet tepelných ztrát objektu, dle kterých je dále navržena vyhovující kogenerační jednotka. Další část řeší návrh a konstrukci výměníku tepla. V závěru práce je provedeno ekonomické zhodnocení studie a určení doby návratnosti. Součástí práce je konstrukční návrh výměníku tepla a schéma zapojení jednotky do systému v rodinném domě.

ANNOTATION OF THESIS

HÝBL, P. *A Study on Family House Heating and Elektriciry Systém with a Co-generation Stirling Motor Unit*. Ostrava: Department of Power Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, VSB-Technical University of Ostrava, 2010, 51 p. Bachelor thesis, head of thesis Kysela, L.

The bachelor thesis is based on proposal of cogeneration unit with Stirling engine for choice family house. At the beginning of my research work there is done calculating the building heat loss. Then there is designed to comply with a cogeneration unit. Next part of my work proposes a solution and construction of heat exchange. At the last part of bachelor thesis there is done economic evaluation studies and is determined the time of return. Part of this work is to design a construction of heat exchanger unit and writing a diagram of involvement for the system in a family house.

OBSAH:

1. ÚVOD	8
2. KOGENERAČNÍ JEDNOTKY	9
2.1 Požadované parametry domácí mikro-kogenerační jednotky	10
2.2 Výhody mikro-kogeneračních jednotek.....	10
2.3 Optimalizace provozu kogeneračních jednotek	11
3. MOTORY S VNĚJŠÍM SPALOVÁNÍM	12
3.1 Ideální Stirlingův cyklus	13
3.2 Skutečný Stirlingův motor	14
4. VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT.....	16
4.1 Výpočet tepelných ztrát podle ČSN 38 3350.....	16
4.2 Výpočet tepelných ztrát podle ČSN 06 0210.....	20
5. SKUTEČNÁ SPOTŘEBA TEPLA	29
6. SROVNÁNÍ SKUTEČNÉ SPOTŘEBY TEPLA S VÝSLEDNÝMI TEPELNÝMI ZTRÁTAMI.....	31
7. NÁVRH KOGENERAČNÍ JEDNOTKY	32
8. VÝPOČET VÝMĚNÍKU TEPLA	33
9. EKONOMICKÉ VYHODNOCENÍ STUDIE	45
10. ZÁVĚR	50
11. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	52
12. PŘÍLOHY.....	53

Seznam použitého značení:

B	charakteristické číslo budovy	$[\text{Pa}^{0,67}]$
C_S	korekční součinitel pro uspořádání trubek	[1]
C_Z	korekční součinitel na počet řad trubek	[1]
L	délka spár	[m]
Q	maximální tepelný příkon	[W]
Q_0	tepelná ztráta objektu	[W]
Q_{Se}	spotřeba el. energie v otopném období	[kWh]
Q_P	tepelná ztráta prostupem	[W]
Q_{PL}	potřeba tepla v plynu	[kWh]
$Q_{SKUT\ TUV}$	skutečný tepelný příkon pro TUV	[W]
Q_{SS}	tepelná ztráta na světovou stranu	[W]
Q_T	vyrobené teplo v otopném období	[kWh]
Q_{Tkg}	tepelná energie dodaná kogenerační jednotkou	[kWh]
Q_{Ekg}	elektrická energie dodaná kogenerační jednotkou	[kWh]
Q_{PLkg}	spotřeba plynu pro kogenerační jednotku	[kWh]
Q_{TUV}	tepelný příkon pro TUV	[W]
Q_V	tepelné ztráty větráním	[W]
R	součinitel tepelného odporu	$[\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}]$
S	plocha, obsah	$[\text{m}^2]$
S_{Pr}	příčná vzdálenost os trubek	[m]
S_{Pz}	podélná vzdálenost os trubek	[m]
T	doba návratnosti	[rok]
V	obestavěný prostor	$[\text{m}^3]$
V_{SPAL}	množství spalín	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
c_v	objem. Tepelná kapacita vzduchu	$[\text{J} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}]$
c_{vo}	měrná tepelná kapacita vody	$[\text{J} \cdot \text{Kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
i_{LV}	součinitel spárové průvzdušnosti	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-0,67}]$
i_{SPAL}	entalpie spalín	$[\text{KJ} \cdot \text{Kg}^{-1}]$
i_v	entalpie vody	$[\text{KJ} \cdot \text{Kg}^{-1}]$
k	součinitel prostupu tepla	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$

m_v	množství vody	$[\text{kg.s}^{-1}]$
n	intenzita výměny vzduchu	$[\text{h}^{-1}]$
Pr	Prandtlovo číslo	$[1]$
Re	Reynoldsovo číslo	$[1]$
p_3	přirážka na světové strany	$[1]$
q_0	měrná tepelná ztráta	$[\text{W.m}^{-3}.\text{K}^{-1}]$
t_i	vnitřní výpočtová teplota	$[^{\circ}\text{C}]$
t_e	vnější výpočtová teplota	$[^{\circ}\text{C}]$
t_{SP}	teplota spalin	$[^{\circ}\text{C}]$
t_v	teplota vody	$[^{\circ}\text{C}]$
Δt	teplotní rozdíl	$[^{\circ}\text{C}]$
$\Delta t_{stř}$	střední logaritmický teplotní spád	$[^{\circ}\text{C}]$
η	účinnost zařízení	$[\%]$
π	Ludolfovo číslo	$[1]$

1. ÚVOD

Současný systém zásobování domácností pokrývající jejich požadavky je založen na historicky dobře rozvinutých schématech. Teplo je pokrýváno buď dodávkou z centrálních a decentralizovaných systémů zásobení tepla nebo je produkováno přímo spotřebiteli z primárních paliv. Elektřina je zajišťována prostřednictvím dodavatelů elektřiny.

Zatím co výroba tepla v domácnostech je zcela běžná, výroba elektřiny v domácích podmínkách je zcela atypickou záležitostí. Liberalizace energetického trhu, omezování vlivu energetické výroby na životní prostředí a nutnost zvyšování účinnosti energetické výroby vedou zřejmě nevyhnutelně k dalšímu vývojovému stupni energetického zásobení – výrobě elektřiny v domácnostech. Protože kombinovaná výroba tepelné a elektrické energie je jednou z nejperspektivnějších možností zvýšení účinnosti hospodaření s energetickými zdroji a omezení negativního vlivu na životní prostředí, je tedy její decentralizace přímo ke spotřebitelům v dnešní době v podstatě jedinou možností, jak dále rozšířit podíl výroby elektřiny v kombinované výrobě tepelné a elektrické energie.

2. KOGENERAČNÍ JEDNOTKY

Decentralizované zdroje pro kombinovanou výrobu tepelné a elektrické energie v domácnostech jsou představovány kogeneračními jednotkami malého výkonu, které jsou klasifikovány jako mikro-kogenerace. Mikro-kogenerace je definována jako společná transformace primárního paliva na teplo a elektřinu do výkonové hranice 50 kW třífázového elektrického výkonu. Jednotka je součástí kogeneračního systému, který lze klasifikovat podle obecné definice systémů jako množinu prvků a vazeb mezi nimi, které slouží pro společné zajištění požadavků na dodávku elektřiny a tepla.

Domácí kogenerační systém je umístěn v relativně malém prostoru bytové jednotky, či rodinného domu. V systému dochází k transformaci vstupní energie obsažené v palivu kogenerační jednotkou na požadované energetické formy (elektřinu, teplo). Základem menších kogeneračních jednotek je spalovací motor, který je mechanicky spojen s elektrickým generátorem. Primární výrobou je elektrická energie, teplo získané z chladicího okruhu motoru je odpadním zdrojem energie.

V kogenerační jednotce se teplo výhodně využije k ohřátí topné vody, čímž se zvýší účinnost, která se dnes běžně pohybuje kolem 80 – 90%. Značnou nevýhodou provozu těchto zařízení je svázání obou produkovaných energií. Z toho je třeba vycházet při návrhu systému s kogenerační jednotkou.

Mikro-kogenerace představuje velký ekonomický potenciál, jak pro energetické výrobce a dodavatele, tak i pro celou společnost. Jejím rozšířením určitě dojde k velkým změnám v klasické dodávce elektřiny. Ke splnění uvedených tvrzení je ovšem nezbytné, aby mikro- kogenerace vyhověla velkému počtu požadavků.[1]

2.1 POŽADOVANÉ PARAMETRY DOMÁCÍ MIKRO-KOGENERAČNÍ JEDNOTKY

- Vysoké využití primárního paliva
- Schopnost pracovat s plyným palivem
- Přijatelné investiční náklady
- Nízké provozní a servisní náklady
- Vyhovující design
- Snadná zapojitelnost do kogeneračního systému
- Nízká hlučnost a malá vibrace
- Vysoká spolehlivost při zajištění dodávky
- Snadná regulace
- Jednoduchá optimalizace provozu – změna provozního režimu
- Rozměry přibližně stejné jako stávající plynové kotle

2.2 VÝHODY MIKRO-KOGENERAČNÍCH JEDNOTEK

Ekonomická výhodnost použití mikro - kogeneračních jednotek je klíčovým faktorem jejich budoucího rozvoje. Se zavedením tržního systému do oblasti energetiky nastala konkurence mezi jednotlivými energetickými výrobci a dodavateli. Snahou těchto podnikatelských subjektů je maximalizace zisků a snahou domácích spotřebitelů je minimalizace nákladů na energetickou spotřebu. Současná cena elektřiny, kdy jsou v systému všichni spotřebitelé oprávněnými zákazníky, je kromě možnosti volby ceny od výrobce zatížená z poloviny dopravními náklady na dodávku. Kromě toho cena elektřiny neustále roste a zřejmě i nadále růst bude v důsledku budoucího nedostatku. Realizací výroby elektřiny u spotřebitelů lze výrazně redukovat náklady v místě spotřeby. Nesporným faktem je, že kogenerační jednotky jsou méně citlivé na proměnlivost ceny elektřiny.

Environmentální výhoda použití kogeneračních jednotek je založena na celospolečenské nutnosti omezovat hodnoty emisí způsobené energetickým zásobením. Stávající systém dodávky elektřiny je prováděn prostřednictvím elektrické soustavy, kdy výroba probíhá v centrálních výrobnách a elektřina je dopravována přes přenosovou a distribuční soustavu ke spotřebitelům. Účinnost transformace paliva ve výrobnách se pohybuje kolem 32%. Většina energetického potenciálu paliva je tedy bez užitku odváděna do okolí. Kogenerační jednotky sice nedosahují v elektrické účinnosti těchto hodnot, ale zbytkové teplo po transformaci je užitečně využíváno pro pokrytí tepelné spotřeby, a proto je celkové využití paliva vysoké. Širší zavedení kogeneračních jednotek by sekundárně přispělo ke zmenšení produkce CO_2 . Mikro - kogenerační jednotka dokáže za rok uspořit přes 1 tunu CO_2 .

Technologické požadavky jsou podmíněny funkční, spolehlivou a ekonomicky vyhovující kogenerační technologií.[1]

2.3 OPTIMALIZACE PROVOZU KOGENERACNÍCH JEDNOTEK

Snížená efektivnost vlivem nesoudobosti spotřeby elektřiny a tepla vyžaduje optimalizaci provozu, aby vliv tohoto faktoru byl co nejvíce potlačen.

- Použitím kogenerační technologie, která se bude nejvíce blížit vzájemnému poměru množství elektřiny a tepla ve spotřebě
- Využitím akumulacních prvků
- V přizpůsobení spotřeby tak, aby využití poměru elektřiny a tepla bylo optimální

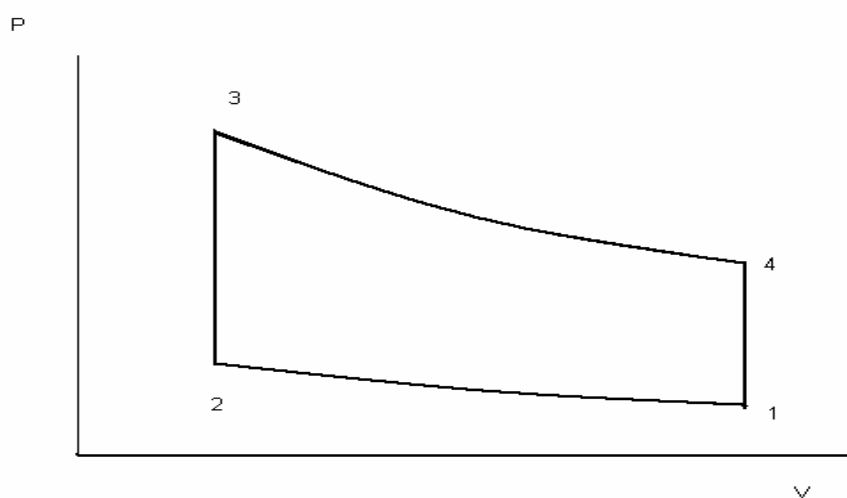
3. MOTORY S VNĚJŠÍM SPALOVÁNÍM

Na začátku 19. století, současně s rozvojem pístových parních strojů, probíhal vývoj motorů, které používaly jako pracovní médium vzduch. Pro podobné motory se vžil název teplovzdušné motory a používá se dodnes, i když vzduch byl většinou nahrazen jinými plyny s lepšími termodynamickými vlastnostmi. Pracovní plyn je v těchto motorech ohříván ve výměnících teplem, vznikajícím spalováním paliv mimo pracovní prostor motoru. Proto se setkáme i s názvem motory s vnějším spalováním, pro odlišení od spalovacích motorů, kde spalování probíhá v pracovním prostoru válce. Ani tento název není ostatně zcela přesný, protože tyto motory jsou schopné využívat tepla principiálně z jakéhokoliv zdroje, například odpadní teplo odpadních plynů, z různých technologických procesů nebo sušáren a používají se i v solárních systémech. Protože spalovací proces probíhá mimo pracovní prostor motoru, nejsou tyto motory tak striktně závislé na spalování ušlechtilých paliv, jako motory s vnitřním spalováním.

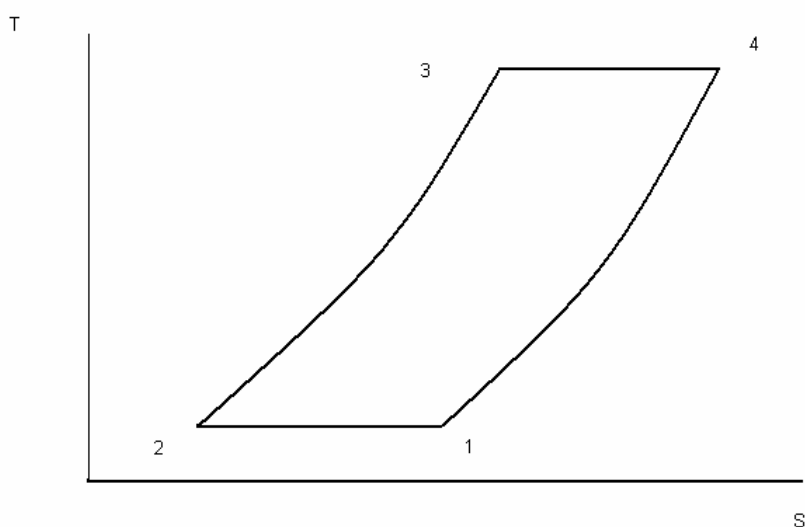
Teplovzdušné motory je možno rozdělit do dvou skupin podle ideálních tepelných oběhů. Společné pro obě skupiny je, že během oběhu dochází k regeneraci tepla, a to se pozitivně odrazí na účinnosti motorů. Do první patří motory, u nichž k výměně a regeneraci tepla dochází za stálého tlaku (izobaricky) - motory Ericssonovy. Pro druhou skupinu je charakteristická výměna a regenerace tepla za stálého objemu (izochoricky) - motory Stirlingovy, podle Roberta Stirlinga, který roku 1816 podal patent na teplovzdušný motor se dvěma písty v jednom válci. Teplovzdušné motory zůstaly ve stínu motorů parních a s nástupem pístových spalovacích motorů s vnitřním spalováním se postupně prakticky přestaly používat. Obecně se předpokládá, že se zmenšujícími zásobami fosilních paliv bude význam využití Stirlingova motoru narůstat.[2]

3.1 IDEÁLNÍ STIRLINGŮV CYKLUS

Stirlingův oběh je tvořen dvěma izotermami a dvěma izochorami. Jeho pracovní prostor je tvořen dvěma prostory pracovními (kompresním a expanzním) a třemi výměníky (ohřívač, regenerátor a chladič). Tyto prostory nejsou odděleny rozváděcími orgány a celý prostor je trvale propojen.



Obrázek č. 1 Ideální Stirlingův oběh v p-V diagramu



Obrázek č. 2 Ideální Stirlingův oběh v T-S diagramu

V expanzním prostoru a v ohřívači je teplota rovna nejvyšší teplotě cyklu, v kompresním prostoru a v chladiči je teplota rovna nejnižší teplotě v cyklu, v regenerátoru je teplota proměnná, tak jak je znázorněno na teplotním schématu. Mezi body 1 a 2 dochází k izotermické kompresi (při T_{\min} – je nutný odvod tepla), tlak roste a objem se snižuje, mezi body 2 a 3 dochází k izochoricky kompresi (za přívodu tepla), tlak a teplota roste (T_{\max}), objem je konstantní, 3 – 4 – izotermická expanze (přívod tepla), tlak klesá a objem roste, 4 - 1 – izochorická expanze (odvod tepla), tlak a teplota klesá až na T_{\min} .

3.2 SKUTEČNÝ STIRLINGŮV MOTOR

Pracovní prostor Stirlingova motoru je rozdělen na dvě zdvihové části s proměnným objemem (kompresní - studený a expanzní - horký prostor) a tři s objemem stálým - výměníky. Stálé objemy tvoří obdobu škodlivého prostoru u klasických spalovacích motorů a mají negativní vliv na dosažitelný kompresní poměr. Z pohledu kompresního poměru by logicky měly být co nejmenší. Jejich minimalizace by však vedla ke zmenšení teplosměnných ploch, a tím ke zhoršení přívodu a k odvodu tepla. Mimo to by menší objem výměníků vedl ke zmenšení jejich průtočného průřezu, a tím k nárůstu tlakových ztrát. Dalšími částmi motoru jsou dva písty, uspořádané v jednom nebo ve dvou válcích a převodový mechanismus, zajišťující koordinaci pohybu obou pístů.

Výkon a účinnost motoru pak výrazně ovlivňují jak absolutní velikosti jednotlivých objemů, tak i jejich poměrná velikost a průběh změny zdvihových objemů, tedy průběh dráhy obou pístů, expanzního a kompresního během jednoho cyklu a v neposlední řadě i konstrukce výměníků. Pracovní plyn se ohřívá zevně, ve speciálním ohřívači pomocí spalín vznikajících hořením libovolného paliva (příp. využitím sluneční energie nebo jiného zdroje tepla). Přemísťováním plynu uvnitř motoru, který je stabilně pod tlakem 4 - 8 MPa z expanzního do kompresního prostoru přes ohřívač, regenerátor a chladič se současně zvyšuje a snižuje tlak pracovního plynu. Motor pracuje při teplotách v horkém prostoru 400 až 700 °C,

odpadá zde explozivní spalování, není nutné zapalovací zařízení, ventilový rozvod ani další obvyklé příslušenství spalovacích motorů. Motor pracuje s velmi nízkou hladinou hluku, spolehlivě s dlouhou životností a s velmi příznivými emisními hodnotami.[2]

4. VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT

Stanovení tepelných ztrát rodinného domku je provedeno dvěma způsoby. První způsob vychází z postupu uveřejněném v ČSN 38 3350, druhý způsob je proveden podle normy ČSN 06 0210.

4.1 VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT PODLE ČSN 38 3350

4.1.1 Potřeba tepla pro vytápění

Výpočet se provádí na základě obestavěného prostoru V [m³], tepelné charakteristiky q_0 [W.m⁻³.K⁻¹] a rozdílu teplot mezi vnějším a vnitřním prostředím.

Při výpočtu celkové tepelné ztráty objektu dle tohoto způsobu se nepočítá s tepelnou ztrátou větráním.

Nejdříve je nutné ze známých velikostí ploch jednotlivých konstrukcí S a jejich součinitelů prostupu tepla k spočítat průměrnou hodnotu obvodového pláště S_e , která v poměru k obestavěnému prostoru V je potřebná ke stanovení tepelné charakteristiky budovy ze závislosti, jež je uvedena v [3]. Při znalosti hodnoty obestavěného prostoru a tepelné charakteristiky je možné vypočítat velikost celkové tepelné ztráty objektu podle vztahu :

$$Q_0 = V \cdot q_0 \cdot (t_i - t_e) \quad [W] \quad (1)$$

t_i - střední vnitřní teplota vzduchu = 22°C

t_e - nejnižší venkovní teplota podle [4] = -15°C

Výpočet ploch stavebních konstrukcí

Rozměry odečteny/změřeny z projektu RD.

Podlaha

$$S_{\text{podlaha}} = 81,9 + 4,56 + 10,5 = \underline{\underline{96,96 \text{ m}^2}}$$

Okna

$$\Sigma X = S_{\text{okna}}$$

A..... 1500x1350.....	4x	$4 \cdot 2,025 = 8,1 \text{ m}^2$
B..... 900x1350.....	3x	$3 \cdot 1,215 = 3,645 \text{ m}^2$
C..... 600x900.....	1x	$0,54 \text{ m}^2$
D..... 900x2000.....	1x	$1,84 \text{ m}^2$
Celkem		$14,125 \text{ m}^2$

$$S_{\text{okna}} = \underline{\underline{14,125 \text{ m}^2}}$$

Dveře

2000x1000.....	1x	2 m^2
----------------	----------	-----------------

$$S_{\text{dveře}} = \underline{\underline{2 \text{ m}^2}}$$

Střecha

$$S_{\text{střecha}} = \underline{\underline{96,96 \text{ m}^2}}$$

Stěny

$$S_{\text{st 1.NP}} = O_{\text{st}} \cdot h - S_{\text{ok}} - S_{\text{dveře}} = 43,3 \cdot 2,575 - 14,125 - 2 = 95,373 \text{ m}^2$$

4.1.2 Výpočet obestavěného prostoru

$$V = S_{\text{podlaha}} \cdot h = 96,96 \cdot 2,575 = \underline{\underline{249,672 \text{ m}^3}}$$

Součinitel prostupu tepla pro jednotlivé konstrukce

Součinitele prostupu tepla byly převzaty z [3]. Součinitel prostupu tepla pro stěnu převzat z [5].

Podlaha

$$k_p = 0,37 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Stěny

$$k_{st} = 0,26 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Střecha

$$k_s = 0,24 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Okna

$$k_o = 2,9 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Dveře

$$k_d = 4,7 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Průměrný součinitel prostupu tepla transparentních výplní

$$k_v = \frac{S_{oken} \cdot k_o + S_{dveř} \cdot k_d}{S_{oken} + S_{dveř}} = \frac{14,125 \cdot 2,9 + 2 \cdot 4,7}{14,125 + 2} = \underline{\underline{3,123 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}} \quad (2)$$

Průměrná hodnota obvodového pláště

$$\begin{aligned} \overline{S_e} &= \frac{S_{stě} \cdot k_{st} + S_p \cdot k_p + S_v \cdot k_v + S_{stř} \cdot k_s}{k_{st} + k_p + k_v + k_s} = \\ &= \frac{95,3725 \cdot 0,26 + 96,96 \cdot 0,37 + 16,125 \cdot 3,02 + 96,96 \cdot 0,24}{0,26 + 0,37 + 0,24 + 3,02} = \underline{\underline{34,097 \text{ m}^2}} \end{aligned} \quad (3)$$

Stanovení měrné tepelné charakteristiky

$$\frac{\overline{S_e}}{V} = 0,13656 \text{ m}^{-1} \quad (\text{poměr ke stanovení } q_0 \text{ odečtením z diagramu III. v [3]})$$

$$q_0 = \underline{\underline{1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}} \quad (\text{odečteno z diagramu III. v [3]})$$

Výpočet celkové tepelné ztráty objektu

$$Q_0 = V \cdot q_0 \cdot (t_i - t_e) = 249,672 \cdot 1 \cdot [22 - (-15)] = \underline{\underline{9237,8 \text{ W}}}$$

Celková tepelná ztráta objektu je podle vztahu (1) 9237,8 W.

4.2 VÝPOČET TEPELNÝCH ZTRÁT PODLE ČSN 06 0210

Výpočet tepelných ztrát dle této normy je proveden zjednodušeným výpočtem. Při výpočtu se vychází pouze z tepelných ztrát, která procházejí vnějšími konstrukcemi, přičemž se uvažuje v celém objektu stejná výpočtová teplota $t_i = 22^\circ\text{C}$.

Celková tepelná ztráta objektu je součtem ztrát prostupem tepla jednotlivými konstrukcemi a tepelnou ztrátou větráním (infiltrací), trvalé tepelné zisky se neuvažují. K tepelným ztrátám, které jsou rozděleny podle světových stran je dle normy [4] přičtena přírážka na světové strany, přírážka na vyrovnání vlivu chladných stěn a přírážka na urychlení zátoku se neuvažuje.

Součinitele prostupu tepla převzaty z [4]. Součinitel prostupu tepla pro stěnu převzat z [5].

Potřeba tepla pro vytápění

Celková tepelná ztráta je dána vztahem uveřejněném v [4] :

$$Q_{tz} = Q_p + Q_v \quad [\text{W}] \quad (4)$$

Q_p - tepelná ztráta prostupem [W]

Q_v - tepelná ztráta větráním [W]

Tepelná ztráta prostupem tepla jednotlivými konstrukcemi

Výpočet se rovná součtu tepelných toků jednotlivými konstrukcemi dle [4], podle vzorce:

$$Q_p = \sum Q_{ss} \cdot (1 + p_3) \quad [\text{W}] \quad (5)$$

Q_0 - základní tepelná ztráta na jednotlivé strany [W]

p_3 - přírážka na svět. strany

$$Q_{ss} = \sum k_j \cdot S_j \cdot (t_i - t_e) \quad [\text{W}] \quad (6)$$

k - součinitel prostupu tepla $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

S - plocha konstrukce $[\text{m}^2]$

t_i - střední vnitřní teplota vzduchu = 22°C

t_e - nejnižší venkovní teplota podle [4] = -15°C

4.2.1 .Výpočet tepelného toku pro severně orientované konstrukce

Rozměry odečteny/změřeny z projektu RD.

Okna

$$\Sigma X = S_{\text{ok sever}}$$

$$S_{\text{ok sever}} = \underline{\underline{0 \text{ m}^2}}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_o = 2,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Stěny

$$S_{\text{stěn sever}} = 7,8 \times 2,575 - S_{\text{ok sever}} = 23,01 - 0 = \underline{\underline{20,09 \text{ m}^2}}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{\text{st}} = 0,26 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Tepelná ztráta

$$Q_{\text{sever}} = 0 \cdot 2,9 \cdot [22 - (-15)] + 20,09 \cdot 0,26 \cdot [22 - (-15)] = \underline{\underline{193,26 \text{ W}}}$$

$$Q_{\text{Psever}} = 193,26 \cdot (1 + p_3) = 193,26 \cdot 1,1 = 212,59 \Rightarrow \underline{\underline{213,6 \text{ W}}}$$

4.2.2 Výpočet tepelného toku pro východně orientované konstrukce

Rozměry odečteny/změřeny z projektu RD.

Okna

$$\Sigma X = S_{\text{ok východ}}$$

$$A \dots\dots 1500 \times 1350 \dots\dots 2 \times \dots\dots 2 \times 2,025 = 4,05 \text{ m}^2$$

$$\text{Celkem} \dots\dots\dots 4,05 \text{ m}^2$$

$$S_{\text{ok východ}} = \underline{4,05 \text{ m}^2}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_o = 2,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Stěny

$$\begin{aligned} S_{\text{stěn východ}} &= 10,2 \times 2,575 + 3,3 \times 2,575 - S_{\text{ok východ}} - S_{\text{dveře východ}} = 26,27 + 8,49 - 4,05 - 2 \\ &= \underline{28,71 \text{ m}^2} \end{aligned}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{\text{st}} = 0,26 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Dveře

$$2000 \times 1000 \dots\dots\dots 1 \times \dots\dots\dots 2 \text{ m}^2$$

$$S_{\text{dveře východ}} = \underline{2 \text{ m}^2}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_o = 4,7 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Tepelná ztráta

$$Q_{\text{východ}} = 4,05 \cdot 2,9 \cdot [22 - (-15)] + 28,71 \cdot 0,26 \cdot [22 - (-15)] + 2 \cdot 4,7 \cdot [22 - (-15)] = \\ = \underline{1058,56 \text{ W}}$$

$$Q_{\text{Pvýchod}} = 1058,56 \cdot (1 + p_3) = 1058,56 \cdot 1,05 = 1111,48 \Rightarrow \underline{\underline{1111,5 \text{ W}}}$$

4.2.3 Výpočet tepelného toku pro jižně orientované konstrukce

Rozměry odečteny/změřeny z projektu RD.

Okna

$$\Sigma X = S_{\text{ok jih}}$$

$$\text{B } 900 \times 1350 \text{ } 2 \times \text{ } 2 \cdot 1,215 = 2,43 \text{ m}^2$$

$$\text{D } 900 \times 2000 \text{ } 1 \times \text{ } 1,8 \text{ m}^2$$

$$\text{Celkem } 4,23 \text{ m}^2$$

$$S_{\text{ok jih}} = \underline{\underline{4,23 \text{ m}^2}}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_o = 2,9 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Stěny

$$S_{\text{stěn jih}} = (1,8 + 0,9 + 0,5 + 0,3 + 0,85 + 0,85 + 0,9 + 0,9 + 0,5 + 0,3 + 1) \cdot 2,575 - S_{\text{ok}} \\ \text{jih} = 8,8 \cdot 2,575 - 4,23 = \underline{18,43 \text{ m}^2}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{\text{st}} = 0,26 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Tepelná ztráta

$$Q_{\text{jih}} = 4,23 \cdot 2,9 \cdot [22 - (-15)] + 18,43 \cdot 0,26 \cdot [22 - (-15)] = \underline{631,17 \text{ W}}$$

$$Q_{\text{Pjih}} = 631,17 \cdot (1 + p_3) = 631,17 \cdot 0,95 = 599,62 \Rightarrow \underline{599,6 \text{ W}}$$

4.2.4 Výpočet tepelného toku pro západně orientované konstrukce

Rozměry odečteny/změřeny z projektu RD.

Okna

$$\Sigma X = S_{\text{ok západ}}$$

$$\text{A} \dots\dots 1500 \times 1350 \dots\dots\dots 2 \times \dots\dots\dots \underline{2 \cdot 2,025 = 4,05 \text{ m}^2}$$

$$\text{B} \dots\dots 900 \times 1350 \dots\dots\dots 1 \times \dots\dots\dots 1,215 \text{ m}^2$$

$$\text{C} \dots\dots 600 \times 900 \dots\dots\dots 1 \times \dots\dots\dots 0,54 \text{ m}^2$$

$$\text{Celkem} \dots\dots\dots 5,805 \text{ m}^2$$

$$S_{\text{ok západ}} = \underline{5,805 \text{ m}^2}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_o = 2,9 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Stěny

$$S_{\text{stěn západ}} = (14,7 - 1,2) \times 2,575 - S_{\text{ok západ}} = 34,76 - 5,805 = \underline{\underline{28,96 \text{ m}^2}}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_{\text{st}} = 0,26 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Tepelná ztráta

$$Q_{\text{západ}} = 5,805 \cdot 2,9 \cdot [22 - (-15)] + 28,96 \cdot 0,26 \cdot [22 - (-15)] = \underline{\underline{901,47 \text{ W}}}$$

$$Q_{\text{Pzápad}} = 901,47 \cdot (1 + p_3) = 901,47 \cdot 1,0 = 901,47 \Rightarrow \underline{\underline{901,5 \text{ W}}}$$

4.2.5 Výpočet tepelného toku pro podlahu

Rozměry odečteny/změřeny z projektu RD.

Podlaha

$$S_{\text{podlaha}} [\text{m}^2]$$

$$S_{\text{podlaha}} = \underline{\underline{96,96 \text{ m}^2}}$$

Součinitel prostupu tepla

$$k_p = 0,37 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Tepelná ztráta

$$Q_{\text{Podlaha}} = 96,96 \cdot 0,37 \cdot [22 - (-15)] = 1327,38 \Rightarrow \underline{\underline{1327,4 \text{ W}}}$$

4.2.6 Výpočet tepelného toku pro střechu

Rozměry odečteny/změřeny z projektu RD.

Střecha

$$S_{\text{střecha}} [\text{m}^2]$$

$$S_{\text{střecha}} = \underline{\underline{96,96 \text{ m}^2}}$$

Střecha

$$k_s = 0,24 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$$

Tepelná ztráta

$$Q_{\text{Pstřecha}} = 96,96 \cdot 0,24 \cdot [22 - (-15)] = 861 \Rightarrow \underline{\underline{861 \text{ W}}}$$

Tepelné ztráty prostupem celkem

$$Q_p = \Sigma Q_{Pi} = 213,6 + 1111,5 + 599,6 + 901,5 + 1327,4 + 861 = \\ = \underline{\underline{5014,6W}}$$

4.2.7 Tepelné ztráty větráním

Tepelná ztráta větráním je podle vztahu :

$$Q_v = c_v \cdot V_v \cdot (t_i - t_e) \quad [W] \quad (7)$$

c_v - objemová tepelná kapacita vzduchu $1300 \text{ J.m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$

V_v - objemový tok větracího vzduchu, větší z V_{vP} a V_{vH}

t_i, t_e - vnitřní a vnější výpočtová teplota, viz výše

Potřebný průtok vzduchu daný hyg. Požadavky

$$V_{vH} = n_h \cdot V_m / 3600 = 0,7 \cdot 249,672 / 3600 = \underline{\underline{0,0486 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}}$$

$n_h = 0,5$ až $0,7 \text{ h}^{-1}$ - hygienický nutná výměna vzduchu dle [7]

Tepelná ztráta větráním

$$Q_v = 1300 \cdot 0,0486 \cdot [22 - (-15)] = 2335,26 \text{ W} \Rightarrow \underline{\underline{2335,3W}}$$

Tepelná ztráta větráním je dle vztahu (5) rovna $2335,3 \text{ W}$.

Spotřeba tepla pro ohřev TUV

Vycházíme ze skutečných hodnot spotřeby plynu v daném rodinném domě, uvedeným v příloze 1.

Spotřeba tepla pro ohřev TUV je tedy $120,8 \text{ W}$.

Celková spotřeba tepla pro vytápění, větrání a ohřev TUV

$$Q_{tz} = Q_p + Q_v = 5014,6 + 2335,3 + 120,8 = \underline{\underline{7470,7 \text{ W}}}$$

Tepelná ztráta počítána tímto způsobem, tedy dle [4] vyšla 7470,7 W.

Při srovnávání se skutečnou potřebou tepla, budeme tepelnou ztrátu větráním zanedbávat, protože větrání není tak intenzivní jak je uvedeno v dané normě.

5. SKUTEČNÁ SPOTŘEBA TEPLA

Dlouhodobým měřením a pozorováním, byla zjištěna skutečná spotřeba zemního plynu v zadaném rodinném domě. Z této skutečné spotřeby zemního plynu vypočítáme skutečnou spotřebu tepla pro daný rodinný dům.

Výpočet skutečné spotřeby zemního plynu

Vycházíme z rovnice regrese z grafu 1.

$$Q_{MAX} = -0,4024 \cdot t_e + 8,0343 \text{ [m}^3\text{/den]} \quad (8)$$

Kde

- Q_{MAX} - skutečná spotřeba zemního plynu [m³ /den]
- t_e - nejnižší venkovní teplota podle [4] = -15°C

$$Q_{MAX} = -0,4024 \cdot (-15) + 8,0343$$

$$Q_{MAX} = 14,07 \text{ [m}^3\text{ / den]}$$

Přepočet spotřebovaného zemního plynu na kW

Pro provedení přepočtu spotřebovaného zemního plynu z m³ na kW se používá převod $1\text{m}^3 = 10,55 \text{ kW}$

$$Q_{MAX} = 14,07 \cdot 10,55$$

$$Q_{MAX} = 148,44 \text{ [kW / den]}$$

Výpočet skutečné spotřeby tepla

$$P_{MAX} = \frac{Q_{MAX}}{24} \text{ [kWh]} \quad (9)$$

Kde

- P_{MAX} - skutečná spotřeba tepla [kWh]

$$P_{MAX} = \frac{148,44}{24}$$

$$P_{MAX} = 6,185[kWh]$$

Skutečná spotřeba tepla v zemním plynu

$$P_{PLMAX} = \frac{P_{MAX}}{\eta_K} [W] \quad (10)$$

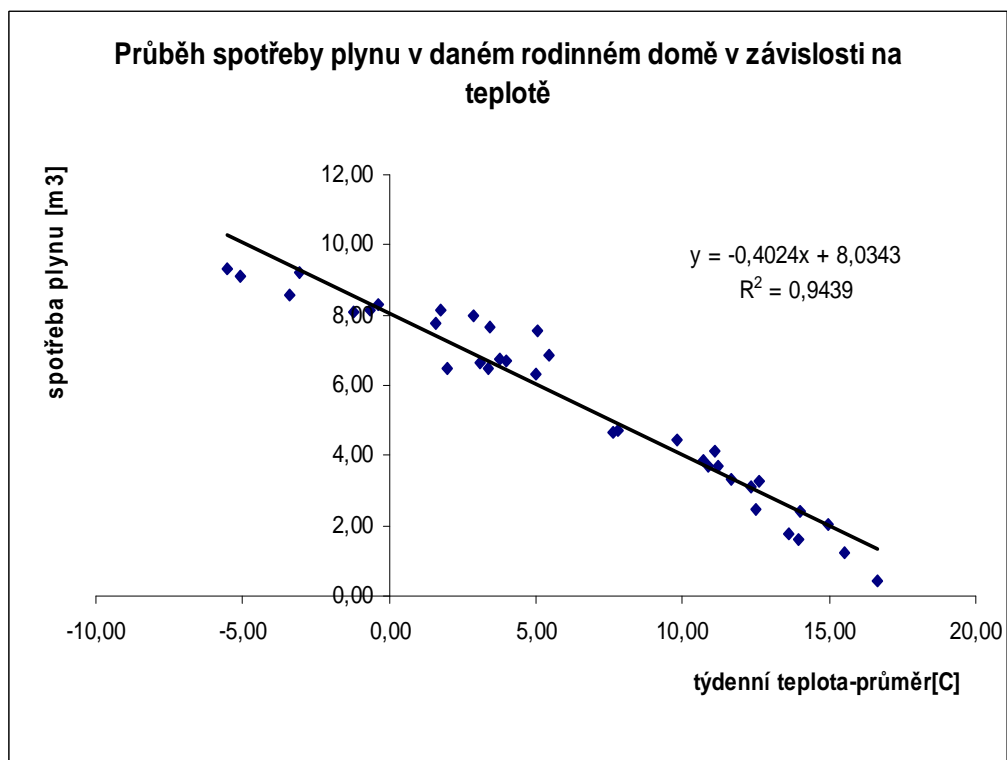
Kde

- P_{PLMAX} - skutečná spotřeba tepla v zemním plynu [W]
- η_K - účinnost plynového kotle = 95 % [%]

$$P_{PLMAX} = \frac{6185}{0,95}$$

$$P_{PLMAX} = 6510,53[W]$$

Graf 1



6. SROVNÁNÍ SKUTEČNÉ SPOTŘEBY TEPLA S VÝSLEDNÝMI TEPELNÝMI ZTRÁTAMI

$$\textit{Skutečná spotřeba tepla} = \underline{6\,510,53\,W}$$

$$\textit{Tepelné ztráty dle ČSN 38 3350} = \underline{9\,237,8\,W}$$

$$\textit{Tepelné ztráty dle ČSN 06 0210} = \underline{5\,135,4\,W}$$

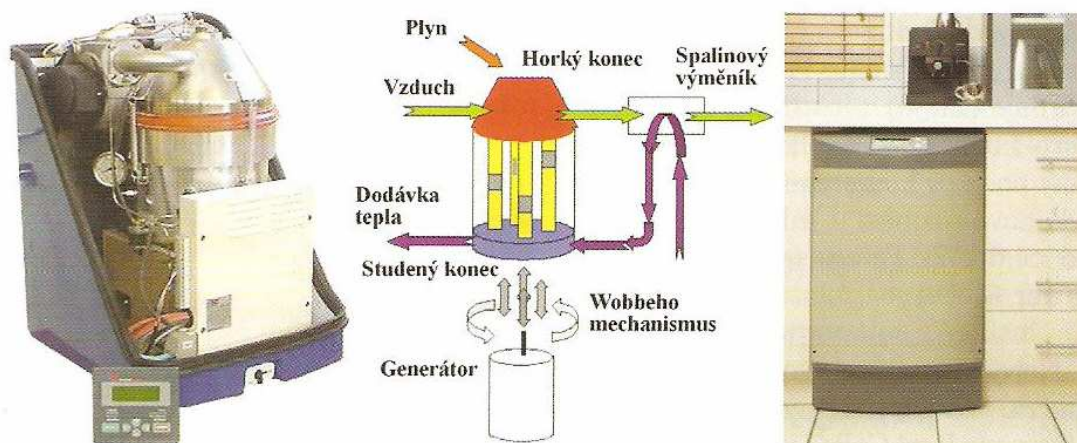
Při srovnání skutečné spotřeby tepla s výslednými tepelnými ztrátami zjistíme, že tepelná ztráta dle normy ČSN 06 0210 se blíží skutečné spotřebě tepla. Norma ČSN 38 3350 je zastaralá a vychází ze starších stavebních materiálů, proto je výsledná tepelná ztráta větší. K návrhu kogenerační jednotky budu vycházet z vypočítané tepelné ztráty dle normy ČSN 06 0210.

7. NÁVRH KOGENERAČNÍ JEDNOTKY

Dle výše uvedených výpočtů, navrhuji kogenerační jednotku firmy Whispergen. Tato kogenerační jednotka svými parametry nejlépe odpovídá daným požadavkům.

Parametry dané kogenerační jednotky:

P_t	...7 [kW]
P_{el}	...1[kW]
Pracovní látka	...dusík
η_{el}	...12[%]
η_q	...80[%]
hluk	...63[db]
servis	...7500[hod]
rozměry	...50x85x60[cm]
váha	...140[kg]
cena	...2 500[€]



Obrázek č. 3 Kogenerační jednotka firmy Whispergen

8. VÝPOČET VÝMĚNÍKU TEPLA

Průběh teplot ve výměníku

Teplota spalin:

Vstup: $t_{sp1} = 400^{\circ}\text{C}$ vstupní teplota spalin [$^{\circ}\text{C}$]
Výstup: $t_{sp2} = 70^{\circ}\text{C}$ výstupní teplota spalin [$^{\circ}\text{C}$]

Teplota vody:

Vstup: $t_{v1} = 80^{\circ}\text{C}$ vstupní teplota vody [$^{\circ}\text{C}$]
Výstup: $t_{v2} = 60^{\circ}\text{C}$ výstupní teplota vody [$^{\circ}\text{C}$]

Střední logaritmický teplotní spád:

Rozdíl teplot na pravé straně výměníku:

$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= t_{sp1} - t_{v1} \\ \Delta t_1 &= 400 - 70 \text{ [} ^{\circ}\text{C} \text{]} \\ \Delta t_1 &= 330 \text{ [} ^{\circ}\text{C} \text{]}\end{aligned}\tag{11}$$

Rozdíl teplot na levé straně výměníku:

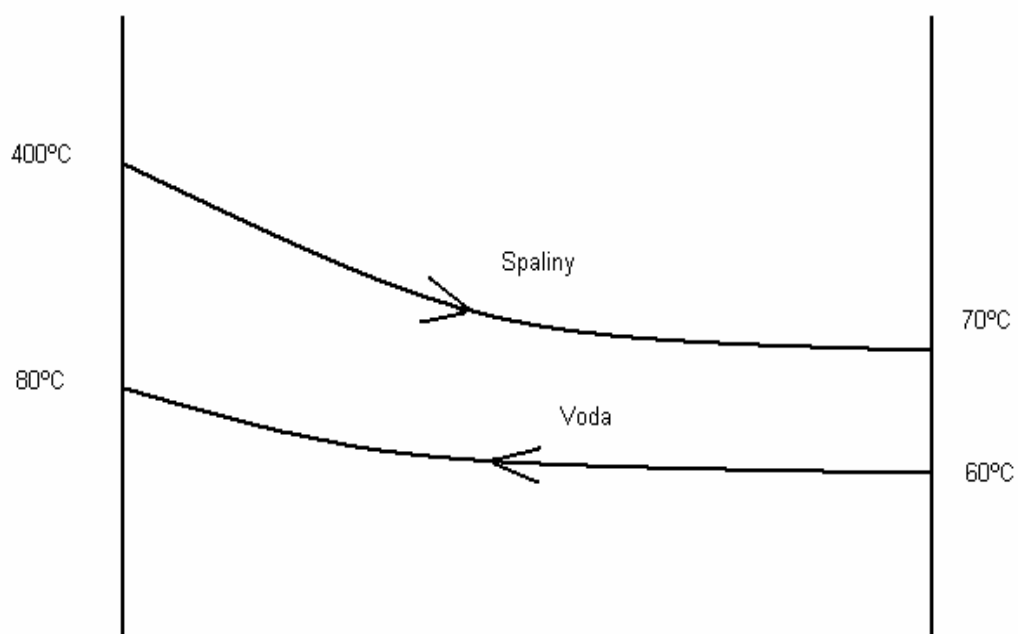
$$\begin{aligned}\Delta t_1 &= t_{sp2} - t_{v2} \\ \Delta t_1 &= 80 - 60 \text{ [} ^{\circ}\text{C} \text{]} \\ \Delta t_1 &= 20 \text{ [} ^{\circ}\text{C} \text{]}\end{aligned}\tag{12}$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{stř} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} [^{\circ}C]$$
$$\Delta t_{stř} = \frac{330 - 20}{\ln \frac{330}{20}} \quad (13)$$
$$\Delta t_{stř} = 110,58 [^{\circ}C]$$

Průběh teplot ve výměníku

Obrázek č.4 průběh teplot ve výměníku



Výpočet objemu spalin

$$P_{SPAL} = V_{SPAL} \cdot (i1_{SPAL} - i2_{SPAL}) \cdot \eta_{VYM}$$
$$V_{SPAL} = \frac{P_{SPAL}}{\eta_{VYM} \cdot (i1_{SPAL} - i2_{SPAL})} \quad [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (14)$$

Kde

- V_{SPAL} - množství spalin $[m^3 \cdot s^{-1}]$
- $i1_{SPAL}$ – entalpie spalin, pro teplotu $400^\circ C = 543,92 [kJ \cdot kg^{-1}]$, určena z [6]
- $i2_{SPAL}$ – entalpie spalin, pro teplotu $70^\circ C = 92,48 [kJ \cdot kg^{-1}]$, určena z [6]
- η_{VYM} – účinnost výměníku tepla = 95%
- P_{SPAL} – tepelný výkon spalin, dán kogenerační jednotkou = 7 [kW]

$$V_{SPAL} = \frac{7}{0,95 \cdot (543,92 - 92,48)}$$

$$V_{SPAL} = 0,016 [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Množství vody

$$P_{SPAL} = m_V \cdot (i_{V1} - i_{V2})$$
$$m_V = \frac{P_{SPAL}}{i_{V1} - i_{V2}} \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

(15)

Kde

- i_{V1} – entalpie vody, pro teplotu $80^\circ C = 334,9 [kJ \cdot kg^{-1}]$, určena z [6]
- i_{V2} – entalpie vody, pro teplotu $60^\circ C = 251,1 [kJ \cdot kg^{-1}]$, určena z [6]
- P_{SPAL} – tepelný výkon spalin, dán kogenerační jednotkou = 7 [kW]
- m_V – množství vody [kg]

$$m_v = \frac{7}{334,9 - 251,1}$$

$$m_v = 0,083 [kg \cdot s^{-1}]$$

Volba rozměrů vnitřních trubek

Volím potrubí

$D_1 = 0,0194$ m ... vnější průměr trubky
 $D_2 = 0,0220$ m ... vnitřní průměr trubky

Podle ČSN 13 1020 potrubí:

Vnější průměr 22 mm
 Vnitřní průměr 19,4 mm
 Jmenovitý tlak 4 MPa

Výpočet součinitele přestupu tepla pro příčné obtékání trubek

$$\alpha_1 = C_s \cdot C_z \cdot \frac{\overline{\lambda_{sp}}}{d_1} \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (16)$$

Kde

- C_s – Korekční součinitel uspořádání trubek
- C_z – Korekční součinitel na počet řad trubek
- λ_{sp} – Tepelná vodivost spalin [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
- d_1 – Vnější průměr trubky
- Re – Reynoldsovo číslo
- Pr – Prandtlovo číslo

Hodnoty pro výpočet:

Všechny hodnoty jsou odečteny z tabulky z [6] pro střední teplotu spalin 235°C.

-	$\lambda_{sp} = 4,3005 \cdot 10^{-2} \text{ [W.m}^{-1}\text{.K}^{-1}\text{]}$	Tepelná vodivost spalin
-	$\rho_{sp} = 0,70215 \text{ [kg.m}^{-3}\text{]}$	Hustota spalin
-	$Pr_{sp} = 0,677[1]$	Prandtlovo číslo
-	$\eta_{sp} = 2,3205 \cdot 10^{-5} \text{ [Pa.s]}$	Dynamická viskozita
-	$W = 10 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$	Rychlost spalin

Reynoldsovo číslo

$$Re = \frac{W_{sp} \cdot d_1 \cdot \rho_{sp}}{\eta_{sp}}$$
$$Re = \frac{10 \cdot 0,70215 \cdot 0,022}{2,3205 \cdot 10^{-5}} \quad [1] \quad (17)$$
$$Re = 6656,8[1]$$

Poměrný příčný rozestup

σ_{pr} - volí se 2 až 4, volím 2

Příčná vzdálenost os trubek (viz obr. č.5)

$$S_{pr} = \sigma_{pr} \cdot d_1$$
$$S_{pr} = 2 \cdot 0,022 \text{ [m]} \quad (18)$$
$$S_{pr} = 0,044[m]$$

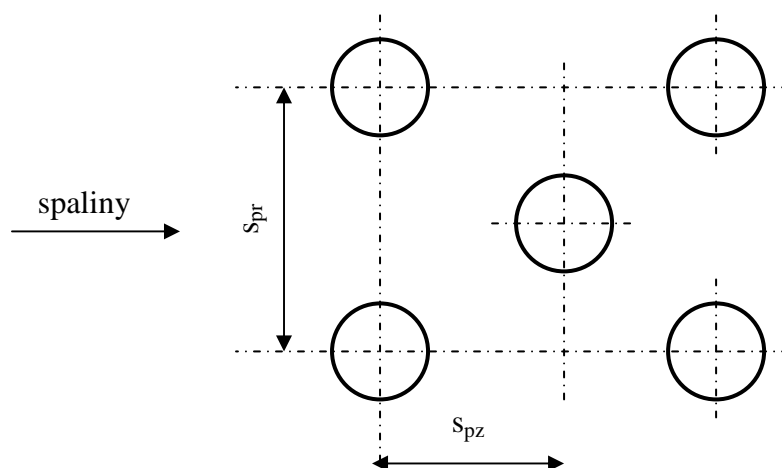
Poměrný podélný rozestup

σ_{pz} - volí se 1,7 až 3, volím 1,7

Podélná vzdálenost os trubek (viz obr. č. 5)

$$\begin{aligned} S_{pz} &= \sigma_{pz} \cdot d_1 \\ S_{pz} &= 1,7 \cdot 0,022 \quad [\text{m}] \\ S_{pz} &= 0,037[\text{m}] \end{aligned} \quad (19)$$

Obrázek č.5



Poměrný úhlopříčný rozestup

$$\begin{aligned} \sigma_{up} &= \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \sigma_{pr}^2 + \sigma_{pz}^2} \\ \sigma_{up} &= \sqrt{\frac{1}{4} \cdot 2^2 \cdot 1,7^2} \quad [1] \\ \sigma_{up} &= 1,97[1] \end{aligned} \quad (20)$$

Závislost uspořádání trubek na součiniteli φ_σ

$$\begin{aligned}\varphi_\sigma &= \frac{\sigma_{pr} - 1}{\sigma_{up} - 1} \\ \varphi_\sigma &= \frac{2 - 1}{1,97 - 1} \quad [1] \\ \varphi_\sigma &= 1,031[1]\end{aligned}\tag{21}$$

Korekční součinitel podle uspořádání trubek C_s se pak volí:

Pro $0,1 < \varphi_\sigma \leq 1,7$ $C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,5}$,

$$\begin{aligned}C_s &= 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,5} \\ C_s &= 0,34 \cdot 1,031^{0,5} \quad [1] \\ C_s &= 0,345[1]\end{aligned}\tag{22}$$

Korekční součinitel na počet řad C_z

Pro počet řad $z < 10$ a $\sigma_{pr} < 3$ $C_z = 3,12 \cdot z^{0,05} - 2,5$,

$$\begin{aligned}C_z &= 3,12 \cdot z^{0,05} - 2,5 \\ C_z &= 3,12 \cdot 5^{0,05} - 2,5 \quad [1] \\ C_z &= 0,882[1]\end{aligned}\tag{23}$$

Součinitel přestupu tepla pro příčné obtékání trubek podle vzorce (16)

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= C_s \cdot C_z \cdot \frac{\overline{\lambda}_{sp}}{d_1} \cdot \text{Re}^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33} \\ \alpha_1 &= 0,345 \cdot 0,882 \cdot \frac{4,3005 \cdot 10^{-2}}{0,022} \cdot 6656,88^{0,6} \cdot 0,677^{0,33} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \\ \alpha_1 &= 102,836[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]\end{aligned}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla při podélném obtékání teplosměnné plochy

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \cdot \frac{\bar{\lambda}}{d_2} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \text{ [W.m}^{-2}\text{.K}^{-1}\text{]} \quad (24)$$

Kde

- C_1 – Korekční součinitel na teplotu media a stěny
- C_d – Korekční součinitel na tvar trubky
- C_l – Korekční součinitel na poměrnou délku trubek
- λ_{sp} – Tepelná vodivost vody [W.m⁻¹.K⁻¹]
- d_2 – Vnější průměr trubky
- Re – Reynoldsovo číslo
- Pr – Prandtlovo číslo

Hodnoty pro výpočet:

Všechny hodnoty jsou odečteny z tabulky z [6] pro střední teplotu vody 70°C.

- | | |
|--|-----------------------|
| - $\lambda_v = 0,6605 \text{ [W.m}^{-1}\text{.K}^{-1}\text{]}$ | Tepelná vodivost vody |
| - $\rho_v = 982,06 \text{ [kg.m}^{-3}\text{]}$ | Hustota vody |
| - $\text{Pr}_v = 2,903[1]$ | Prandtlovo číslo |
| - $\eta_v = 45,842 \cdot 10^{-5} \text{ [Pa.s]}$ | Dynamická viskozita |
| - $W = 1 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$ | Rychlost vody |

Reynoldsovo číslo

$$\text{Re} = \frac{W_v \cdot d_2 \cdot \rho_v}{\eta_v}$$
$$\text{Re} = \frac{1 \cdot 0,0194 \cdot 982,06}{45,842 \cdot 10^{-5}} [1] \quad (25)$$
$$\text{Re} = 41560,062[1]$$

Korekční součinitel na teplotu média a stěny

$$C_t = 1$$

Korekční součinitel na tvar trubky

(jen u prstencových potrubí), jinak $C_d = 1$,

Korekční koeficient na poměrnou délku trubek

pouze v případě, že $\frac{l}{d} < 50$, jinak $C_l = 1$.

Výpočet součinitele přestupu tepla při podélném obtékání teplosměnné plochy podle vzorce (24)

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot C_t \cdot C_d \cdot C_l \frac{\bar{\lambda}}{d_2} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4}$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,6605}{0,0194} \cdot 41560,062^{0,8} \cdot 2,903^{0,4} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

$$\alpha_2 = 5941,26 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Součinitel přestupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (26)$$

Kde

- k – součinitel přestupu tepla $[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{102,836} + \frac{1}{5941,26}}$$

$$k = 101,086[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Velikost teplosměnné plochy

$$P = k \cdot S \cdot \Delta t$$

Kde

- k – součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
- P – předaný tepelný výkon ze spalin [W]
- S – velikost teplosměnné plochy [m^2]
- Δt - rozdíl teplot mezi teplotami na obou koncích výměníku tepla [$^{\circ}\text{C}$]

$$S = \frac{P}{k \cdot \Delta t_{\text{stř}}}$$

$$S = \frac{7000}{110,58 \cdot 101,086} [\text{m}^2] \quad (27)$$

$$S = 0,626[\text{m}^2]$$

Celková délka trubek výměníku

Délka výměníku tepla zvolena0,65 [m]

$$S = \pi \cdot d \cdot l$$

Kde

- l – celková délka trubek výměníku [m]
- S – velikost teplosměnné plochy [m^2]

$$l = \frac{S}{\pi \cdot d}$$

$$l = \frac{0,626}{\pi \cdot 0,022} [\text{m}]$$

$$l = 9,06 [\text{m}]$$
(28)

Celkový počet trubek výměníku

$$n = \frac{l}{L}$$

Kde

- l – celková délka trubek výměníku [m]
- L – délka výměníku [m]
- n – počet trubek dlouhých 0,65 [m]

$$n = \frac{9,06}{0,65}$$

$$n = 13,94 \Rightarrow 14 \text{ trubek}$$
(29)

Návrh průměru pro přívod a odvod topné vody

$$m_v = \rho_v \cdot S \cdot w_v [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$
(30)

Kde

- m_v – hmotnostní množství vody [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
- ρ_v – hustota vody [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
- S – plocha [m^2]
- w_v – rychlost vody v trubkách výměníku [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

$$m_v = \rho_v \cdot \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot w_v \Rightarrow d_v$$

$$d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot m_v}{\rho_v \cdot \pi \cdot w_v}}$$

$$d_v = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,08353}{982,6 \cdot \pi \cdot 1}}$$

$$d_v = 0,01 [\text{m}]$$

Podle ČSN 13 1020 potrubí:

Vnější průměr	12,6 mm
Vnitřní průměr	10 mm
Jmenovitý tlak	4 MPa

Návrh průměru pro přívod a odvod spalin

$$V_{SP} = S \cdot w_{SP} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (31)$$

$$V_{SP} = \frac{\pi \cdot d_{SP}^2}{4} \cdot w_{SP} \Rightarrow d_{SP}$$

$$d_{SP} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{SP}}{\pi \cdot w_{SP}}} \quad [\text{m}]$$

$$d_{SP} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0163}{\pi \cdot 10}}$$

$$d_{SP} = 0,0455 [\text{m}]$$

Podle ČSN 13 1020 potrubí:

Vnější průměr	47 mm
Vnitřní průměr	45,5 mm
Jmenovitý tlak	4 MPa

Dle výše uvedených výpočtů navrhuji výměník tepla spaliny- voda o celkové délce 0,65 m . Výměník bude mít celkem 14 trubek o vnějším průměru 0,022 m . Průměr potrubí pro přívod o odvod spalin bude 0,045 m, pro přívod a odvod topné vody 0,01m.

9. EKONOMICKÉ VYHODNOCENÍ STUDIE

9.1.1 Kogenerační jednotka bude pracovat pouze v otopném období

Výpočet vyrobených KWh el. Energie v otopném období

Celkem počítáme s 229 dny v otopném období což je 8 měsíců.

$$Q_{Se} = n_0 \cdot P \cdot 24 \text{ [kWh]} \quad (32)$$

Kde

- n_0 – počet dnů v otopném období, pro Ostravu 229 dnů
- P – Průměrná elektrický příkon dle přílohy č. 2 [kW]
- Q_{Se} – spotřeba el. energie v otopném období

$$Q_{Se} = 229 \cdot 0,2 \cdot 24$$

$$Q_{Se} = 1099,2 \text{ [kWh]}$$

Výpočet vyrobených KWh tepelné Energie v otopném období

Dle kogenerační jednotky 1kWh vyrobené elektrické energie = 7kW tepla

$$Q_T = 7 \cdot Q_{Se} \text{ [kWh]} \quad (33)$$

Kde

- Q_T – vyrobené teplo v otopném období [kWh]

$$Q_T = 7 \cdot 1099,2$$

$$Q_T = 7694,4 \text{ [kWh]}$$

Spotřeba plynu v otopném období

$$Q_p = \frac{Q_T}{\eta} [\text{kW}] \quad (34)$$

Kde

- Q_p – odpovídající spotřeba plynu [kWh]
- η – účinnost plynového kotle = 95 [%]

$$Q_p = \frac{7181,44}{0,95}$$
$$Q_p = 7559,41 [\text{kW}]$$

Výpočet ceny el. energie v otopném období

Ceny el. energie převzaty z [7]. Odpovídající distribuční sazba D01d.

- cena za distribuci a obchod ...5 085 Kč/ 1 MWh
- pevná sazba za obchod ...48 Kč/ měsíc
- měsíční plat za příkon podle jmenovité proudové hodnoty jističe před elektroměrem ...14,40 Kč/ měsíc

Za elektrickou energii celkem:

$$(48 + 14,40) \cdot 8 + (5,085 \cdot 1099,2) = 6088,63 [\text{Kč}]$$

Výpočet ceny zemního plynu v otopném období

$$Q_{pl} = Q_{MAX} \cdot \left(\frac{t_{is} - t_e'}{t_{is} - t_e} \right) \cdot 229 [\text{kWh}] \quad (35)$$

Kde

- Q_{pl} – potřeba tepla v plynu v otopném období [kWh]
- Q_{MAX} – skutečná spotřeba zemního plynu [kW]
- t_{is} – vnitřní výpočtová teplota = 22 [°C]

- t_e – venkovní výpočtová teplota = -15 [°C]
- t_e' – průměrná roční teplota = 4 [°C]

$$Q_{pl} = 148,44 \cdot \left(\frac{22 - 4}{22 - (-15)} \right) \cdot 229$$

$$Q_{pl} = 16537,02 [kWh]$$

Ceny zemního plynu převzaty z [7].

- součet cen za odebraný zemní plyn ...1,09349 Kč /kWh
- součet stálých měsíčních poplatků ...269,22 Kč/měsíc

Za zemní plyn celkem:

$$(269,22 \cdot 8) + (16537,02 \cdot 1,09349) = 20236,826 [Kč]$$

Náklady za zemní plyn a elektrickou energii celkem:

$$20236,826 + 6088,63 = 26325,46 Kč$$

9.1.2 Ekonomická efektivnost po instalaci kogenerační jednotky

Elektrická energie dodaná z kogenerační jednotky za otopné období

Elektrická energie dodaná kogenerační jednotkou za otopné období je totožná se spotřebovanou elektrickou energií v otopném období. Uvažujeme totiž, že kogenerační jednotka dodá veškerou elektrickou energii.

$$Q_{Se} = Q_{Ekg}$$

Tepelná energie dodaná kogenerační jednotkou

$$Q_{Tkg} = \frac{Q_{Ekg}}{P_{Ekg}} \cdot P_{Tkg} [kWh] \quad (36)$$

Kde

- Q_{Ekg} – elektrická energie dodaná kogenerační jednotkou[kWh]
- P_{Ekg} – elektrický výkon kogenerační jednotky[kWh]
- P_{Tkg} - tepelný výkon kogenerační jednotky[kWh]
- Q_{Tkg} – tepelná energie dodaná kogenerační jednotkou[kWh]

$$Q_{Tkg} = \frac{1099,2}{1} \cdot 7$$

$$Q_{Tkg} = 7694,4[kWh]$$

Spotřeba zemního plynu pro kogenerační jednotku

$$Q_{PLkg} = \frac{Q_{Tkg} + Q_{Ekg}}{\eta_c} [kW] \quad (37)$$

Kde

- η_c - celková účinnost kogenerační jednotky = 92[%]

$$Q_{PLkg} = \frac{7694,4 + 1099,2}{0,92}$$

$$Q_{PLkg} = 9558,26[kW]$$

Potřeba energie v zemním plynu po instalaci kogenerační jednotky

$$Q_{pl} - Q_{Tkg} = 16537,02 - 7694,2 = 8842,82[kWh]$$

Celková spotřeba zemního plynu po instalaci kogenerační jednotky

$$9558,26 + 8842,82 = 18401,08[kWh]$$

Náklady za zemní plyn po instalaci kogenerační jednotky

$$\underline{(269,22 \cdot 8) + (18401,08 \cdot 1,09349) = 22275,16[Kč]}$$

Úspora nákladů

cena kogenerační jednotky	...2 500 [€]
kurz Euro – Kč	...26,02 [Kč/€]
cena kogenerační jednotky v Kč	...65 050 [Kč]
úspora nákladů	... <u>26 325,46 – 22 275,16 = 4077,3 [Kč]</u>

Hrubá návratnost

$$\frac{\text{cena}_{_}\text{jednotky}}{\text{úspora}_{_}\text{nákladů}} = \frac{65050}{4077,3} = 15,95\text{let}$$

Při zvolené kogenerační jednotce o výkonu 7 kW tepelné energie a 1 kW elektrické energie, nám vyšla úspora nákladů za otopné období 4 077,3Kč. Hrubá návratnost investice necelých 16 let. Jelikož je tato kogenerační jednotka předimenzovaná , můžeme použít kogenerační jednotky menších výkonů, u kterých bude hrubá návratnost značně menší.

Pokud zvolíme kogenerační jednotku o výkonu 0,7 kW elektrické energie, hrubá návratnost vyjde cca 11 let viz příloha č. 5. Investice do jednotky o ještě menším výkonu , 0,5 kW elektrické energie , by měla návratnost cca 5 let viz příloha č. 6.

10. ZÁVĚR

Cílem této práce bylo pro daný typ rodinného domu navrhnout vhodnou kogenerační jednotku se Stirlingovým motorem a ekonomicky zhodnotit tuto investici.

V úvodu práce jsem vysvětlil, co je to vlastně kogenerace. Popsal jsem výhody kogeneračních jednotek a požadované parametry domácí kogenerační jednotky. V další části je detailní rozbor funkce principu Stirlingova motoru .

Pro návrh kogenerační jednotky jsem musel spočítat tepelné ztráty daného rodinného domu. Tento výpočet byl proveden dvěma způsoby, první dle ČSN 38 3350, druhý způsob podle ČSN 06 0210. Tepelné ztráty vypočítané prvním způsobem, tedy dle normy ČSN 38 3350 vyšly 9 237,8 W, dle normy ČSN 06 0210 5 135,4 W. Tyto výsledky jsem porovnal se skutečnou spotřebou tepla, která byla zjištěna dlouhodobým měřením a pozorováním. Srovnáním těchto tepelných ztrát a skutečné spotřeby tepla, která vyšla 6 510,5 W, jsem zjistil, že pro návrh kogenerační jednotky, budu vycházet z tepelných ztrát dle normy ČSN 06 0210. Těmto požadavkům nejlépe vyhovovala kogenerační jednotka se Stirlingovým motorem firmy Whispergen .

V další části práce jsem řešil návrh výměníku tepla, spaliny – voda , pro danou jednotku. Celková délka teplosměnné plochy je rozdělena do 14 trubek, kde trubky mají délku 0,65 m.

V závěru práce jsem ekonomicky zhodnotil tuto studii. Porovnal jsem součastné náklady na nákup elektrické energie a tepla pro rodinný dům a srovnal je s náklady po instalaci Stirlingova motoru. Celkové investiční náklady na kogenerační jednotku jsou při současném kurzu Eura cca 65 000 Kč. Návratnost této investice vyšla necelých 16 let. Jelikož je tato hrubá návratnost docela velká, vzal jsem v úvahu instalaci menších jednotek o menším výkonu , kde hrubá návratnost vyšla u jednotky o výkonu 0,7 kW 11 let, u jednotky o výkonu 0,5 kW 5 let. Detailní výpočty jsou uvedeny v přílohách.

Děkuji Doc. Ing. Ladislavu Kyselovi CSc. za odborné vedení při mé bakalářské diplomové práci, poskytnutí odborných rad a vlastních zkušeností.

11. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Teplárenské sdružení české republiky, *3T – Teplo, technika, teplárenství*, Pardubice 5/2007, 27 s. ISNB 1210 - 6003
- [2] Míka J., *Motory s vnějším spalováním*, VŠB-TU Ostrava , Ostrava 2004, 17 s. Habilitační přednáška
- [3] ČSN 38 3350 Zásobování teplem
- [4] ČSN 06 0210 Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápěním
- [5] URL <<http://www.levnymaterial.cz/ytong-lambda-tvarnice-p2-350-pdk-375x249x599-375-cm-sirka/>>
- [6] Kadlec Z., *Průvodce sdílením tepla pro požární specialisty*. Edice SPBI , Ostrava, 2009, 100 s. ISNB 978-80-7385-061-6
- [7] URL < <http://www.cez.cz/cs/pro-zakazniky/elektrina-a-tarify/domacnosti/elektrina-2010/basic/d-standard.html> >
- [8] URL < <http://www.rwe.cz/cs/do-ceny-zemniho-plynu-1025/> >

12. PŘÍLOHY

Seznam příloh

Příloha

- č.1 Spotřeba plynu pro vytápění a ohřev TUV v rodinném domě
- č.2 Spotřeba elektrické energie v rodinném domě
- č.3 Průběh spotřeby elektrické energie v rodinném domě v závislosti na teplotě
- č.4 Průběh teploty a tepelného příkonu tepla a TUV
- č.5 Ekonomická efektivnost při použití kogenerační jednotky instalovaného výkonu 0,7 kW.
- č.6 Ekonomická efektivnost při použití kogenerační jednotky instalovaného výkonu 0,5 kW.

Příloha č.1

Spotřeba plynu pro vytápění a ohřev TUV v zadaném rodinném domě

Topná sezona

datum	teplota	plyn m3/den	KWh
	týdenní průměr		
28.9.2008	10,72	3,84	1,6
5.10.2008	11,66	3,33	1,389
12.10.2008	12,60	3,29	1,372
19.10.2008	10,87	3,71	1,547
26.10.2008	7,81	4,72	1,966
2.11.2008	11,09	4,12	1,719
9.11.2008	11,24	3,72	1,549
16.11.2008	7,63	4,66	1,94
23.11.2008	2,00	6,51	2,711
30.11.2008	3,08	6,67	2,778
7.12.2008	5,01	6,34	2,642
14.12.2008	3,36	6,46	2,693
21.12.2008	3,75	6,77	2,822
28.12.2008	-0,63	8,13	3,389
4.1.2009	-5,07	9,11	3,795
11.1.2009	-5,54	9,29	3,873
18.1.2009	-3,07	9,23	3,848
25.1.2009	3,46	7,66	3,192
1.2.2009	-0,35	8,28	3,451
8.2.2009	3,97	6,71	2,794
15.2.2009	-1,22	8,06	3,36
22.2.2009	-3,37	8,58	3,573
1.3.2009	1,75	8,14	3,393
8.3.2009	5,43	6,88	2,865
15.3.2009	2,87	7,97	3,322
22.3.2009	1,57	7,78	3,243
29.3.2009	5,03	7,58	3,157
5.4.2009	9,79	4,44	1,849
12.4.2009	14,96	2,01	0,838
19.4.2009	12,52	2,49	1,037
26.4.2009	12,31	3,09	1,289
3.5.2009	15,55	1,25	0,522
10.5.2009	14,02	2,42	1,008
17.5.2009	13,95	1,61	0,671
24.5.2009	16,64	0,45	0,186
31.5.2009	13,61	1,76	0,732

Mimo topné období

datum	plyn m3/den	KWh
5.7.2009	0,297	0,124
12.7.2009	0,372	0,155
19.7.2009	0,274	0,114
2.8.2009	0,276	0,115
9.8.2009	0,270	0,113
16.8.2009	0,356	0,148
23.8.2009	0,273	0,114
30.8.2009	0,203	0,085

Příloha č.2

Spotřeba plynu pro vytápění a ohřev TUV v zadaném rodinném domě

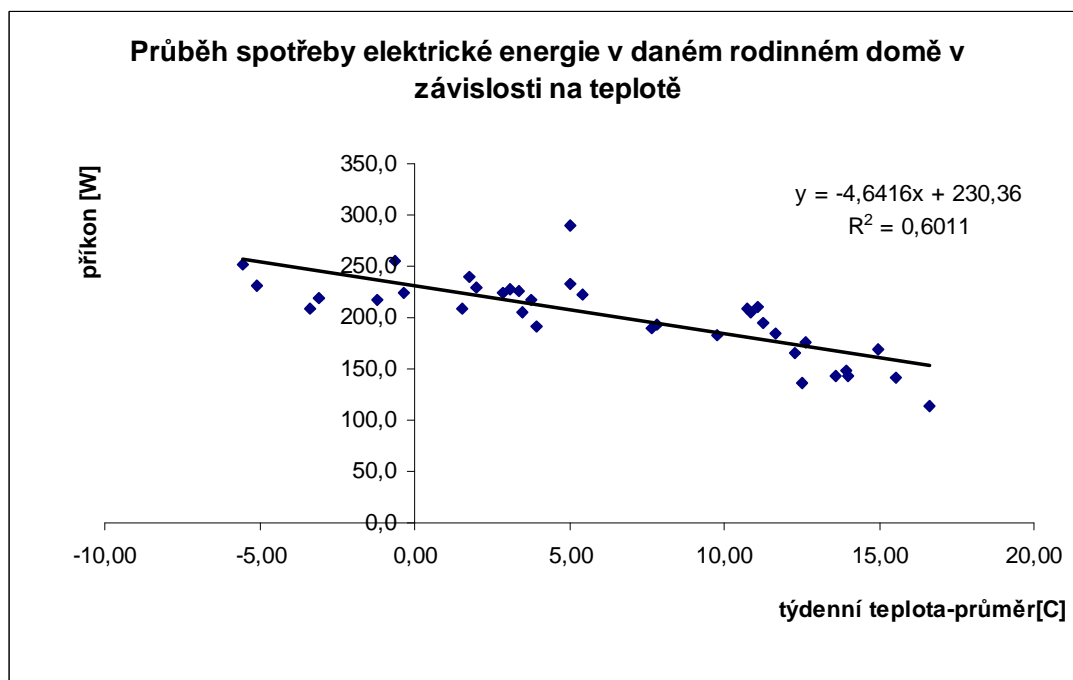
Topná sezona

Mimo topné období

datum	teplota	kWh/den	příkon	datum	kWh/den	příkon
	týdenní průměr		W			W
28.9.2008	10,72	4,99	207,8	7.6.2009	2,776	115,7
5.10.2008	11,66	4,44	185,0	14.6.2009	2,686	111,9
12.10.2008	12,60	4,23	176,2	21.6.2009	2,709	112,9
19.10.2008	10,87	4,94	206,0	28.6.2009	3,018	125,7
26.10.2008	7,81	4,63	192,9	5.7.2009	2,943	122,6
2.11.2008	11,09	5,05	210,6	12.7.2009	2,700	112,5
9.11.2008	11,24	4,66	194,0	19.7.2009	3,289	137,1
16.11.2008	7,63	4,57	190,5	2.8.2009	2,807	117,0
23.11.2008	2,00	5,49	228,7	9.8.2009	3,181	132,6
30.11.2008	3,08	5,48	228,2	16.8.2009	2,822	117,6
7.12.2008	5,01	6,97	290,5	23.8.2009	3,295	137,3
14.12.2008	3,36	5,40	225,0	30.8.2009	3,286	136,9
21.12.2008	3,75	5,22	217,6	6.9.2008	2,854	118,9
28.12.2008	-0,63	6,11	254,5	13.9.2009	3,514	146,4
4.1.2009	-5,07	5,54	231,0	20.9.2009	2,986	124,4
11.1.2009	-5,54	6,05	252,1	27.9.2009	3,521	146,7
18.1.2009	-3,07	5,27	219,8			
25.1.2009	3,46	4,93	205,2			
1.2.2009	-0,35	5,40	225,0			
8.2.2008	3,97	4,60	191,7			
15.2.2009	-1,22	5,21	217,2			
22.2.2009	-3,37	5,01	208,9			
1.3.2009	1,75	5,76	239,9			
8.3.2009	5,43	5,33	222,0			
15.3.2009	2,87	5,38	224,1			
22.3.2009	1,57	5,02	209,0			
29.3.2009	5,03	5,58	232,6			
5.4.2009	9,79	4,40	183,5			
12.4.2009	14,96	4,05	168,9			
19.4.2009	12,52	3,26	135,9			
26.4.2009	12,31	3,97	165,3			
3.5.2009	15,55	3,40	141,6			
10.5.2009	14,02	3,43	143,0			
17.5.2009	13,95	3,56	148,2			
24.5.2009	16,64	2,74	114,3			
31.5.2009	13,61	3,44	143,5			

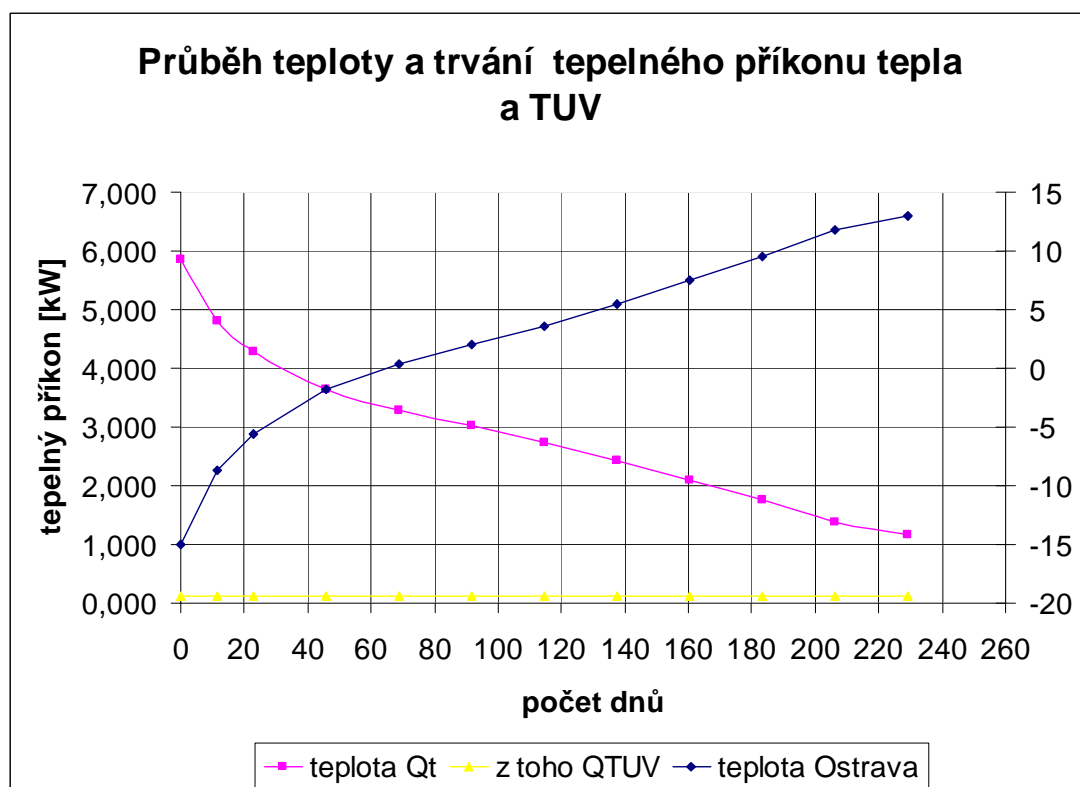
Příloha č.3

Průběh spotřeby elektrické energie v daném rodinném domě v závislosti na teplotě



Příloha č.4

Průběh teploty a trvání tepelného příkonu tepla a TUV



Příloha č.5**Ekonomická efektivnost při použití kogenerační jednotky instalovaného výkonu 0,7kW**

Instalovaný výkon jednotky		0,7
Nejnižší výpočtová venkovní teplota	oC	-15
průměrná vnitřní teplota	oC	22
průměrná venkovní teplota v otopném období	oC	4
počet dnů v otopném období	dny	229
Maximální spotřeba plynu	m3/den	14,0703
Maximální příkon v plynu	kW	6,185069
Průměrný příkon v plynu	kW	3,008953
Spotřeba energie v plynu v otopném období	kWh	16537,2
Spotřeba elektrické energie v otopném období:		
Průměrný elektrický příkon	kW	0,2
Spotřeba elektrické energie v otopném období:	kWh	1099,2
Stávající stav:		
počet měsíců otopného období	měsíc	7,63
náklady za odebraný plyn:		
měsíční paušál	Kč/měsíc	269,22
cena za jednotku energie	Kč/kWh	1,09349
celkem náklady za plyn	Kč	20138,31
náklady za elektrickou energii:		
měsíční paušál	Kč/měsíc	62,4
cena za jednotku energie	Kč/kWh	5,085
celkem náklady za elektrickou energii	Kč	6065,752
celkem náklady za plyn a elektrickou energii	Kč	26204,07
Ekonomická efektivnost po instalaci Stirlingova motoru:		
Jmenovitý elektrický výkon SM	kW	0,7
Jmenovitý tepelný výkon	kW	4,9
celková účinnost	-	0,92
Elektrická energie dodaná z motoru za otop..období	kWh	1099,2
Tepelná energie dodaná z motoru za otop. období	kWh	7694,4
Spotřeba energie v plynu pro SM	kWh	9558,261
dodávka tepla z kotle-spotřeba plynu	kWh	8842,804
Celkem spotřeba plynu v otopném období	kWh	18401,06
měsíční paušál	Kč/měsíc	269,22
cena za jednotku energie	Kč/kWh	1,09349
celkem náklady za plyn	Kč	22176,43
Cena Stirlingova motoru	Euro	1750
kurz Euro-Kč	Kč/Euro	25,4
Cena Stirlingova motoru v Kč	Kč	44450
úspora nákladů	Kč	4027,639
hrubá návratnost	roky	11,03624

Příloha č.6***Ekonomická efektivnost při použití kogenerační jednotky instalovaného výkonu 0,5kW***

Instalovaný výkon jednotky		0,5
Nejnižší výpočtová venkovní teplota	oC	-15
průměrná vnitřní teplota	oC	22
průměrná venkovní teplota v otopném období	oC	4
počet dnů v otopném období	dny	229
Maximální spotřeba plynu	m3/den	14,0703
Maximální příkon v plynu	kW	6,185069
Průměrný příkon v plynu	kW	3,008953
Spotřeba energie v plynu v otopném období	kWh	16537,2
Spotřeba elektrické energie v otopném období:		
Průměrný elektrický příkon	kW	0,2
Spotřeba elektrické energie v otopném období:	kWh	1099,2
Stávající stav:		
počet měsíců otopného období	měsíc	7,63
náklady za odebraný plyn:		
měsíční paušál	Kč/měsíc	269,22
cena za jednotku energie	Kč/kWh	1,09349
celkem náklady za plyn	Kč	20138,31
náklady za elektrickou energii:		
měsíční paušál	Kč/měsíc	62,4
cena za jednotku energie	Kč/kWh	5,085
celkem náklady za elektrickou energii	Kč	6065,752
celkem náklady za plyn a elektrickou energii	Kč	26204,07
Ekonomická efektivnost po instalaci Stirlingova motoru:		
Jmenovitý elektrický výkon SM	kW	0,5
Jmenovitý tepelný výkon	kW	3,5
celková účinnost	-	0,92
Elektrická energie dodaná z motoru za otop..období	kWh	1099,2
Tepelná energie dodaná z motoru za otop. období	kWh	7694,4
Spotřeba energie v plynu pro SM	kWh	9558,261
dodávka tepla z kotle-spotřeba plynu	kWh	8842,804
Celkem spotřeba plynu v otopném období	kWh	18401,06
měsíční paušál	Kč/měsíc	269,22
cena za jednotku energie	Kč/kWh	1,09349
celkem náklady za plyn	Kč	22176,43
Cena Stirlingova motoru	Euro	875
kurz Euro-Kč	Kč/Euro	25,4
Cena Stirlingova motoru v Kč	Kč	22225
úspora nákladů	Kč	4027,639
hrubá návratnost	roky	5,518121